第 38 卷第 3 期 工 程 热 物 理 学 报 Vol.38, No.3
2017 年 3 月 JOURNAL OF ENGINEERING THERMOPHYSICS Mar., 2017

循环变化功率的环路热管工作特性研究

黄 腾 李鸿如 韩 曦 辛公明 程 林 尹弘毅 季万祥

(山东大学热科学与工程研究中心，济南 250061)

摘 要 本文自主研制了不锈钢 – 水环路热管并开展实验研究，观察环路热管在循环变化功率下的运行特性，对比分析了不同循环功率下环路热管的运行特性。实验结果表明：环路热管在不同实验工况下均具有良好的可重复性和较稳定的热输运性能；在较高的循环功率下，环路热管的稳定运行温度较高，温度响应较为迅速，但整体循环周期可能较长；变功率后环路热管各部分的温度变化与功率变化前的温度分布和汽液分布都有着密切的联系；输入功率突降会导致环路内液体工质短时间内倒流。

关键词 环路热管；循环功率；周期运行特性
中图分类号：TK172.4 **文献标识码**：A **文章编号**：0253–231X(2017)03–0607–06

Operating Characteristics of Loop Heat Pipe With Cyclic Changing of Heat Load

HUANG Teng LI Hong-Ru HAN Xi XIN Gong-Ming CHENG Lin YIN Hong-Yi JI Wan-Xiang

(*Institute of Thermal Science and Technology, Shandong University, Jinan* 250061, *China*)

Abstract Experiments were conducted to investigate heat transfer characteristics of loop heat pipe(LHP) made of stainless steel with water as working fluids. The heat transfer characteristic with a cyclic changing of the heat load have been contrasted and analyzed. Results have shown that the LHP demonstrated stable operating characteristics and rapidly response to the changing of heat loads. The temperature variation of each part after the heat load changed was closely connected with the temperature and vapor-water distribution before the changing of heat load.

Key words loop heat pipe; cyclic changing of heat load; cyclic operating characteristics

0 引 言

环路热管 (Loop Heat Pipe, LHP) 是一种高效相变传热装置，它利用封闭空间内流体的相变过程来传输热量 [1,2]，与普通热管不同的是其液体管路和气体管路分离，且仅在蒸发器布置毛细结构以提供毛细抽吸力来驱动工质循环，克服了传统热管的局限性，无需外加驱动力和启动装置，具有传热能力强、热阻低、等温性好、效率高、布置灵活以及传输距离长等优点 [3–5]。

近年来，环路热管受到越来越多关注，在理论研究、技术开发与应用等方面都取得了很多进展与突破 [6–12]。当前研究热点包括启动特性研究 [13]、温度波动 [14] 和温度滞后现象 [15,16] 等瞬态特性研究以及高性能毛细芯设计优化 [17,18] 和可视化研究 [19] 等。其中，莫冬传等 [13] 把平板型环路热管应用于大功率 LED 的散热，实验研究了加热位置、放置方式和功率对启动特性的影响。盖东兴等 [14] 研究了平板型 mLHP 在不同热负荷条件下的温度波动特性，并研究了工质对 mLHP 系统温度波动特性的影响。曲燕等 [17] 总结了环路热管双孔径分布毛细结构的主要类型、形貌特征、制备工艺及内部传热过程，探讨了双孔径分布毛细结构的传热机理，并与单孔径毛细结构的传热性能进行了对比。

环路热管主要应用领域是航天热控制系统，在地面电子设备的冷却系统中也正发挥着越来越重要的作用。受卫星所处的空间真空、低温、微重力、太阳辐射以及地球和其他行星热辐射等特殊环境条件以及卫星内环境条件的限制，星载设备散热非常困难，如果散热设备达不到要求会使得设备局部或整体处于很高的温度，器件无法正常工作，甚至将失效或损坏。所以，热控制系统的优劣直接决定了卫星的工作性能。环路热管已成为航天器热控制的一项重要技术和手段 [20]。但受太阳、地球和太空背景

收稿日期：2016-12-18; **修订日期**：2017-02-23
基金项目：国家重点基础研究发展计划 (No.2013CB228305); 国家自然科学基金 (No.51641607)
作者简介：黄 腾 (1992–)，男，博士研究生，主要从事强化换热及节能技术研究。 **通信作者**：程 林，教授，cheng@sdu.edu.cn

等因素的影响，航天器及其热控制系统的热环境多呈周期性变化。这些周期性温度变化会使卫星本体、有效载荷和星载设备等产生热应力和热变形，造成卫星本体和附属设备疲劳损坏、机械性断裂或永久变形，会极大地影响卫星的寿命、有效载荷和星载设备的工作性能和效率，也给环路热管的稳定运行带来挑战。应用于地面时也有此类问题存在。因此，研究环路热管在功率周期性变化工况下的运行特性具有突出的实际意义。

本文通过实验对自主设计研制的环路热管在循环变化功率下的运行进行研究，对比分析了不同循环功率下的运行特性，为环路热管在变工况条件下运行及对环路热管性能优化提供可参考数据。

1 实验方案

本文实验用环路热管的蒸发器补偿器壳体及管路均采用不锈钢材料，选用水作为工质，充液率为60%。

图 1 所示为实验系统图。实验系统由四部分组成，分别是环路热管、加热系统、冷却系统和数据采集系统。

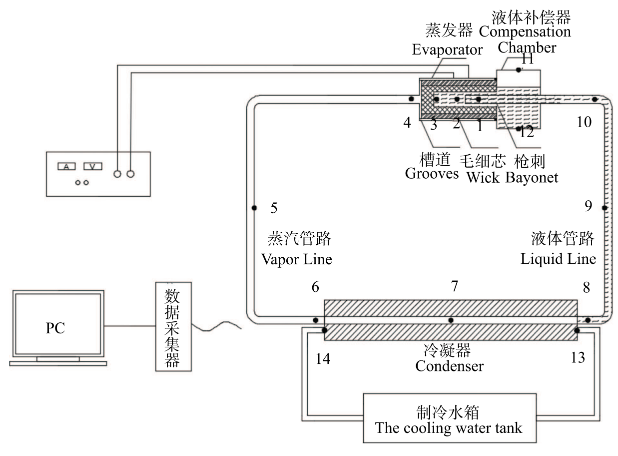


图 1 实验装置示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

加热系统采用薄膜电加热片包覆蒸发器壁面进行加热，由直流电源供电。冷却系统采用间接水冷方式，逆流布置，由制冷机和循环水浴箱提供温度和流量稳定的冷却水来冷却铜质冷却块，冷却块再对环路热管冷凝器段管路进行冷却。温度依靠热电偶进行测量，沿工质流动方向共布置了 12 根 T 型热电偶，其中蒸发器 3 根，气体管路 2 根，冷凝器 3 根，液体管路 2 根，补偿器 2 根，具体编码如图 1 所示。另在冷却水进出口处各布置了两根热电偶，用以测量进出口冷却水水温。温度数据由 Fluke 数据采集系统进行读取及记录。实验过程设定一分钟内温度变化小于 0.1°C 时即认为达到稳定值。整个环路热管外表面均包覆有保温层以尽可能减少与外界环境之间的换热。实验不确定度为：电源稳压率 ±0.1%，负载稳压率 ±0.5%+0.5 V，流量计 ±1.5%，冷却水温度 ±0.5°C，热电偶 ±0.5°C。

2 实验结果及分析

图 2 为环路热管在 30 W-0 W、30 W-10 W 循环功率下的运行特性曲线。由图可知，环路热管在输入功率周期性变化的工况下表现出了良好的工作稳定性，工作温度随输入功率周期性变化形成了稳定的周期，每周期时长、环路热管系统各处运行特性及温度变化情况均保持高度一致，具有良好的可重复性，说明 LHP 系统具有较稳定的热输运性能，能够适应功率突变的工况。

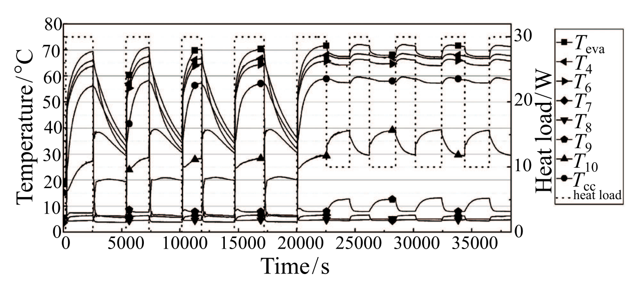


图 2 环路热管在 30 W-0 W、30 W-10 W 循环功率下的运行特性曲线

Fig. 2 Operating characteristics curve of the LHP under 30W-0W and 30 W-10 W cycling heat load

2.1 环路热管在 30 W-0 W、50 W-0 W 循环功率下运行特性分析

本文对环路热管在间歇性输入额定功率工况下的运行特性进行了实验研究，并对比分析了输入功率分别为 30 W 和 50 W 时对热管运行特性的影响。

2.1.1 环路热管在 30 W-0 W 循环功率下运行特性分析

图 3 为环路热管加载 30 W-0 W 循环变化功率时的工作温度变化曲线。环路热管在 30 W 功率下启动，温度随即逐渐上升；待系统稳定，即工作温度达到稳定值后，停止加热，即功率为 0 W。系统冷却至蒸发器温度降低 35°C 左右时，再给定 30 W 输入功率进行加热，直至稳定运行，如此循环往复。由图可知，环路热管在降温过程中重新加载热负荷后，能够迅速响应，成功启动并达到平衡，且工作重复性良好。

由图 3 可知，功率突升后，环路热管各部分温度均逐渐升高。蒸发器突然受到加热或者加热功率

突然增大后，蒸发器温度迅速升高，对应饱和压力升高但实际压力还未上升，液体过热，故液体工质迅速蒸发，蒸发速率大于毛细芯抽吸液体工质的质量流率，使得气液弯月面向毛细芯内部发展。蒸发器温度升高会带来两个方面的影响：一是蒸发增强，蒸发带走的热量增多，导致冷凝器内气液界面向出口方向移动，有效冷凝面积增大，回流液体过冷度降低，但质量流量增大；二是过热度，即蒸发器与补偿器之间的温差增大，导致毛细芯与壳体的导热热漏增多，补偿器温度上升。在此非平衡过程中，弯月面一直向毛细芯内部移动，直至蒸发量与抽吸量相等且回流液体携带过冷量应能中和热漏时，毛细芯内形成新的热平衡，环路热管稳定工作。降功率时除了功率改变瞬间汽液分布改变而导致的局部温度突升外，环路热管各部分温度逐渐降低。

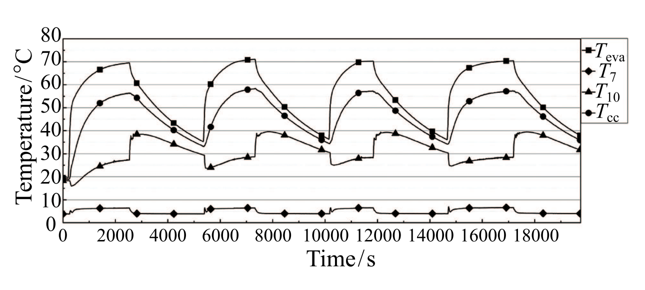


图 3　环路热管在 30 W-0 W 循环功率下工作温度变化曲线

Fig. 3　Operating characteristics curve of the LHP under 30 W-0 W cycling heat load

2.1.2　环路热管在 30 W-0 W 和 50 W-0 W 循环功率下运行特性对比

图 4 为环路热管在 30 W-0 W、50 W-0 W 循环功率下的运行特性曲线，分别用实心和半实心标记来区别表示 30 W-0 W 和 50 W-0 W 循环功率，用方形、菱形、倒三角、正三角及圆形标记分别表示蒸发器温度 T_{eva}、冷凝器中部温度 T_7、冷凝器出口温度 T_8、补偿器入口温度 T_{10} 及补偿器温度 T_{cc}。

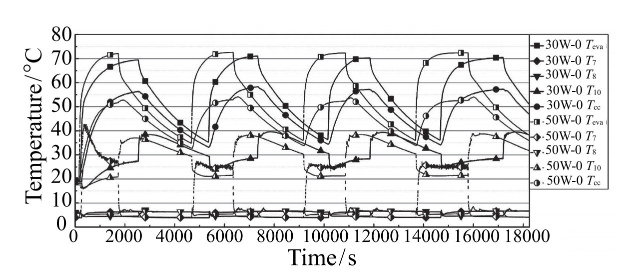


图 4　环路热管在 30 W-0 W、50 W-0 W 循环功率下运行特性曲线

Fig. 4　Operating characteristics curve of the LHP under 30 W-0 W and 50 W-0 W cycling heat load

由图 4 可知，在 30 W-0 W 和 50 W-0 W 循环功率下，环路热管运行特性基本相同，系统各处温度的变化规律很相似，升功率后 T_{eva} 升高，伴随着 T_7 突升和 T_{10} 突降，T_{cc} 也逐渐升高，直至系统稳定运行。但也存在一些差异：50 W 时稳定运行温度 T_{eva} 和 T_7 高于 30 W 时，但 50 W 时的 T_{10} 和 T_{cc} 低于 30 W 时的相应温度。出现这种现象的原因是，较高的输入功率使温度升高更加剧烈，蒸发器产生蒸汽量较大，50 W-0 W 系列 T_7 曲线突升并出现温度波动，说明大量蒸汽已经推动冷凝器内气液界面到达了冷凝器的中部，且由于系统内压差的不断变化调整而来回小幅度振动；而 30 W-0 W 系列的 T_7 曲线只出现了小幅度的突升，说明气液界面还在冷凝器前半段，即 50 W 时冷凝器的有效冷凝面积较大，进而会带走更多的热量。由于两种功率下冷凝器均未达到最大有效冷凝面积，即冷凝器都未得到充分使用，所以凝结的液体工质都会被继续冷却至过冷且冷凝器出口处工质温度 T_8 基本一致。因为 50 W 时工质流量大，所以回流液体携带的过冷量较多，能够更充分冷却补偿器，所以 T_{10} 与 T_{cc} 均较低。但由于蒸发器与补偿器间温差较大，所以壁面导热漏热及毛细芯径向导热漏热较大，甚至还可能存在毛细芯液体侧工质汽化漏热，所以回流液体携带的过冷量仅能中和漏热，对蒸发器的冷却能力不足，故蒸发器温度 T_{eva} 较高。而由于 30 W 时回流液体携带过冷量少，无法完全中和漏热，所以 T_{10} 突降之后又逐渐升高，直至工质质量流率增大，过冷量与漏热量平衡后，系统才达到稳定，用时较长。

从图 4 中可以看出，在输入功率从 50 W 降为 0 W 时，补偿器温度 T_{cc} 是一个先升高后降低的过程。之所以会出现温度升高的现象有两个方面的原因：一是降功率后在压差作用下补偿器内液体倒流入液体管路，所以没有了过冷量来中和漏热；二是液体倒流后补偿腔内汽液比例增大，热容减小，漏热会带来更大的温升。补偿器温度变化带来压力的变化进而带来工质分布的变化，所以补偿器入口温度 T_{10} 在对应时间段出现了温度波动现象。

2.2　环路热管在 30 W-10 W、50 W-10 W 循环功率下运行特性分析

本文还针对环路热管在输入功率大小周期性变化工况下的运行特性进行了实验研究，并对比分析了输入功率分别为 30 W-10 W 循环和 50 W-10 W 循环时对热管运行特性的影响。

2.2.1　环路热管在 30 W-10 W 循环功率下运行特性分析

图 5 为环路热管加载 30 W-10 W 循环变化功率

时的工作温度变化曲线。环路热管在 30 W 功率下启动，温度逐渐上升直至系统稳定运行，即工作温度达到稳定值；稳定运行一段时间后，调整输入功率为 10 W，蒸发器温度降低直至系统稳定运行；稳定运行一段时间后，再次调整输入功率为 30 W，温度上升，如此循环往复。

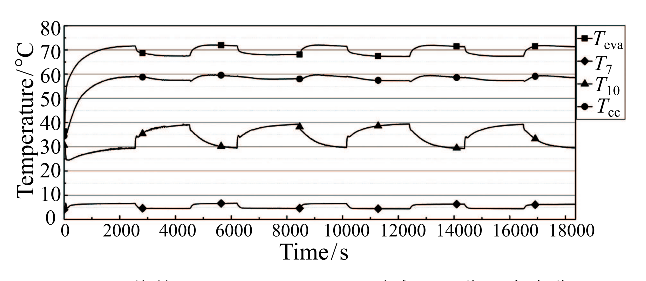


图 5 环路热管在 30 W-10 W 循环功率下工作温度变化曲线

Fig. 5 Operating characteristics curve of the LHP under 30 W-10 W cycling heat load

由图 5 可知，环路热管在高低功率交替输入的工况下，响应迅速并很快达到平衡，且系统温度变化幅度较小，工作稳定性和重复性良好。

对比图 3 和图 5，发现两种工况下一个显著的差异在于环路热管补偿器入口温度 T_{10} 的温度变化情况：30 W-0 W 循环功率，升功率时 T_{10} 先突降后升高，降功率时 T_{10} 先突升后降低；30 W-10 W 循环功率，升功率时 T_{10} 先突降后降低，降功率时 T_{10} 先突升后升高。分析原因如下。30 W-0 W 循环功率下，升功率时 T_{eva} 与 T_{cc} 之间的温差，即过热度 ΔT 迅速升高，从 2.3°C 突升至 21.2°C，之后逐渐降低至 13.3°C。30 W-10 W 循环功率下，升功率时蒸发器补偿器温差 ΔT 较为稳定，一直在 10.3°C 至 13°C 范围内。补偿器及补偿器入口处温度受漏热量和回流液体携带过冷量这两方面因素的影响。30 W-0 W 循环功率下，由于升功率时 ΔT 大，所以漏热量大，漏热占输入功率的比例增大，则蒸发带走热量少，蒸发量也少，以至于回流液体携带过冷量也相应减少。漏热量大而过冷量少，故补偿器及其入口处温度 T_{cc}、T_{10} 均升高。而在 30 W-10 W 循环功率下，升功率时的过热度 ΔT 小，所以漏热较少，蒸发带走热量多，蒸汽量大，回流液体携带过冷量多，故补偿器入口温度 T_{10} 降低。虽然回流液体不足以使补偿器和蒸发器降温，但过冷量中和了漏热使得毛细芯内迅速达到热平衡，系统在较短时间内达到稳定运行。

可见，变功率后环路热管各部分的温度变化与功率变化前的温度分布和汽液分布都有着密切的关系。

2.2.2 环路热管在 30 W-10 W 和 50 W-10 W 循环功率下运行特性对比

图 6 为环路热管分别在 30 W-10 W 和 50 W-10 W 循环功率下运行时运行温度的对比图。由图可知，环路热管在 50 W-10 W 循环功率下运行时与在 30 W-10 W 循环功率下运行时各部分温度变化规律基本相同，但同时也表现出了一些不同的运行特性：升功率时工作温度先升高后降低至稳定运行，降功率时工作温度先降低后升高至稳定运行，且降功率至稳定运行的用时明显较长。

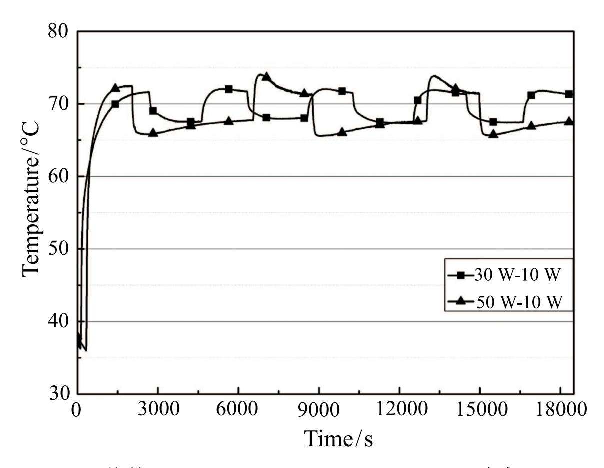


图 6 环路热管在 30 W-10 W、50 W-10 W 循环功率下运行温度曲线

Fig. 6 Operating characteristics curve of the LHP under 30 W-10 W and 50 W-10 W cycling heat load

由图 7 环路热管在 50 W-10 W 循环功率下的运行特性曲线可知，当输入功率从 10 W 升高至 50 W 时，蒸发器温度 T_{eva} 迅速升高，产生大量蒸汽，改变了环路热管系统中的汽液分布状态，推动液体工质分布范围正向移动，造成冷凝器中汽液界面后移至中点附近表现为温度 T_7 突升且出现温度波动，温度 T_9、T_{10}、T_{cc} 突降。随后，T_{eva}、T_4、T_5、T_6、T_{10} 和 T_{cc} 逐渐降低至稳定。

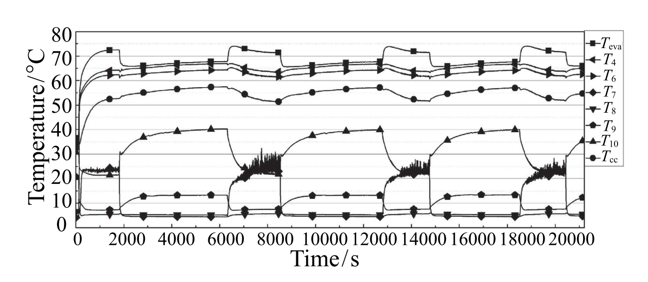


图 7 环路热管在 50 W-10 W 循环功率下的运行特性曲线

Fig. 7 Operating characteristics curve of the LHP under 50 W-10 W cycling heat load

这是因为，功率突升带来的高温瞬间将工质的质量流率提升到了很高的水平，一方面冷凝器平均温度升高且工质流量增大，有效冷凝面积增大，使得冷却水带走的热量增多；另一方面，T_{10} 温度逐渐下降及工质流量增大，说明回流液体携带过冷量增多。由于蒸发带走热量与过冷量之和大于输入功率 50 W，能够对补偿器和蒸发器均起到冷却作用，所以温度下降至平衡。而 30 W 时由于输入功率较低，热管运行不会如此剧烈，所以只是补偿器入口处温度降低，不会出现工作温度降低的现象。

T_7 出现温度波动现象，其低点为液体工质温度，高点为蒸汽温度，说明热管运行是一个动态平衡不断调整的过程。局部放大温度波动部分的曲线，可观察到温度 T_7 波峰与补偿器温度 T_{10} 波谷相对，两者以相同频率共同波动。说明当汽液界面越过中点向冷凝器后端移动，即 T_7 升高时，推动液体管路内的过冷液体向补偿器运动，使得 T_{10} 温度降低，蒸发器与补偿器之间温差、压差略微增大。另一方面，蒸汽比热容小在冷凝器中冷却，体积减小，使压差减小。随着压差减小汽液界面又退回到中点之前，T_7 温度降低为液体工质温度，且 T_{10} 温度升高，使得蒸发器与补偿器之间温差、压差略微减小。两者在非平衡条件下相互作用，造成了温度波动现象。

当输入功率由 50 W 降低至 10 W 时，蒸发器温度迅速降低，蒸汽量迅速减少，冷凝器内汽液界面逆工质循环方向移动至冷凝器前半段，冷凝器中点温度 T_7 突降。液体工质倒流造成补偿器入口温度 T_{10} 突升。之后，T_{eva}、T_4、T_5、T_6、T_9、T_{10} 和 T_{cc} 逐渐升高至稳定。这种现象与环路热管系统内汽液分布发生变化，补偿器内汽液比例增大，热容减小，漏热量与回流液体携带过冷量的重新平衡有关。

由图 6 可知，环路热管分别在 30 W-10 W 与 50 W-10 W 循环功率下运行时，无论升降功率均是在 50 W-10 W 循环功率下运行时响应较为迅速。但由图 7 数据可知，在 50 W 功率下运行时，蒸发器与补偿器之间温差 ΔT 在 17~19.4°C 范围内，大于 30 W 运行时，故芯体导热漏热量较大难以中和，在快速响应之后存在一个温度缓慢上升的“类稳定段”，使得总体稳定用时大大延长。

2.3 环路热管在功率突降工况下的运行共性

从图 2~7 中可以发现，当功率突降时，均出现了补偿器入口处温度突升，液体管路温度升高，以及冷凝器中部温度降低的现象。分析其原因如下。输入功率突降导致蒸发器温度迅速降低，使得相应的蒸汽温度及饱和压力降低。而此时补偿器温度仍处于一个较高的水平，压力降低亦不明显。在蒸汽饱和压力降低，蒸汽量减少以及冷凝器液化蒸汽等多项因素的共同作用下，蒸汽侧压力降低至低于补偿器内压力，导致 LHP 系统中汽液分布发生变化，补偿器内液体工质倒流入液体管路及冷凝器，反映在图中就是补偿器入口温度 T_{10} 出现突升，液体管路温度 T_9 升高，冷凝器中部温度 T_7 降低 (冷凝器出口段更低温度的过冷液体回流)。蒸汽携带至冷凝器的热量减少同样也会导致了 T_7 点的温度降低。

3 结　论

本文针对自主研制的环路热管开展实验研究，通过实验观察对比分析了不同循环功率下环路热管的运行特性，并对各种实验现象进行了初步分析。实验结果表明：环路热管在不同实验工况下均具有良好的可重复性，和较稳定的热输运性能；在较高的循环功率下，环路热管的稳定运行温度较高，温度响应较为迅速，但整体循环周期可能较长；变功率后环路热管各部分的温度变化与功率变化前的温度分布和汽液分布都有着密切的联系；输入功率突降会导致环路内液体工质倒流，造成补偿器入口处温度突升，液体管路温度升高，冷凝器中部温度降低。

文中对比试验所涵盖的温度范围还较小，在后续的研究中，需要更多的实验来分析循环功率高低、高低功率间差值大小等条件对环路热管在输入功率周期性变化时工作性能的影响。

参 考 文 献

[1] Ku J. Operating Characteristics of Loop Heat Pipes[C]//29th International Conference on Environment System. Denver, Colorado, 1999

[2] Maydanik Y F. Loop Heat Pipes [J]. Applied Thermal Engineering, 2005, 25 (5/6): 635–657

[3] Storring S. Design and Manufacturing of Loop Heat Pipes for Electronics Cooling [D]. Ottawa, Canada: Carleton University, 2006

[4] 涂正凯. 小型平板毛细相变流体回路的运行机制研究 [D]. 武汉: 华中科技大学, 2009
TU Zhengkai. Investigation on the Operation Mechanism with Phase Change for Capillary Pumped Loop and Loop Heat Pipe [D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2009

[5] 庄骏, 张红. 热管技术及其工程应用 [M]. 北京: 化工工业出版社, 2000
ZHUANG Jun, ZHANG Hong. Heat Pipe Technology and Engineering Application [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2000

[6] 莫冬传, 丁楠, 吕树申. 热泄漏对平板型环路热管传热特性的影响 [J]. 工程热物理学报, 2010, 31(9): 1513–1515
MO Dongchuan, DING Nan, LV Shushen. Heat Leak Effects on the Heat Transfer Performance of a Flat Loop

Heat Pipe [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(9): 1513–1515

[7] 林贵平, 李楠, 张红星. 环路热管的地面实验研究现状 [J]. 航空动力学报, 2008, 23(8): 1387–1396
LIN Guiping, LI Nan, ZHANG Hongxing. State of the Art of Ground Experiments of Loop Heat Pipe [J]. Journal of Aerospace Power, 2008, 23(8): 1387–1396

[8] Siedel B, Sartre V, Lefevre F. Literature Review: Steady-state Modelling of Loop Heat Pipes [J]. Apply Thermal Engineering, 2005, 75: 709–723

[9] 柏立战, 林贵平, 张红星. 环路热管稳态建模及运行特性分析 [J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(8): 894–898
BAI Lizhan, LIN Guiping, ZHANG Hongxing. Steady State Modeling of Loop Heat Pipes and Operating Characteristics Analysis [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(8): 894–898

[10] 赵忠超, 周根明, 陈玉平, 等. 环路热管理论研究进展 [J]. 江苏科技大学学报 (自然科学版), 2009, 23(5): 416–420
ZHAO Zhongchao, ZHOU Genming, CHEN Yuping, et al. Progress in Loop Heat Pipe Theory [J]. Journal of Jiangsu University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2009, 23(5): 416–420

[11] Maydanik Y F, Chernysheva M A, Pastukhov V G. Review: Loop Heat Pipes with Flat Evaporators [J]. Apply Thermal Engineering, 2014, 67(s1-2): 294–307

[12] 曲燕. 环路热管技术的研究热点和发展趋势 [J], 低温与超导, 2009, 37(2): 7–14
QU Yan. Hot Study and Development Trend of Loop Heat Pipes [J]. Cryogenics & Superconductivity, 2009, 37(2): 7-14

[13] 莫冬传，丁楠，吕树申. 平板型环路热管应用于 LED 的启动特性研究 [J]. 工程热物理学报, 2009, 30(10): 1759–1762
MO Dongchuan, DING Nan, LV Shushen. Start-up Characteristisc of Flatten Loop Heat Pipe Using in LED [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(10): 1759–1762

[14] 盖东兴，刘伟，刘志春，等. 平板型环路热管温度波动现象研究 [J]，热科学与技术, 2009, 8(3): 220–225
GAI Dongxing, LIU Wei, LIU Zhichun, et al. Investigation of Temperature Oscillation in Miniature Loop Heat Pipe with Flat Evaporator [J]. Journal of Thermal Science and Technology, 2009, 8(3): 220–225

[15] Kaya T, Ku J. Investigation of the Temperature Hysteresis Phenomenon of a Loop Heat Pipe [C]// Proceedings of the National Heat Transfer Conference, Albuquerque, NM, USA: 1999

[16] Vershinin S V, Maydanik Y F. Hysteresis Phenomena in Loop Heat Pipes [J]. Applied Thermal Engineering, 2007, 27(5/6): 962–968

[17] 曲燕，张坤峰，环路热管双孔径分布毛细结构的研究进展 [J]. 粉末冶金工业, 2014, 24(3): 48–55
QU Yan, ZHANG Kunfeng. Review of Bi-Porous Wick Structure for Loop Heat Pipe [J]. Powder Metallurgy Industry, 2014, 24(3): 48–55

[18] Semenic T, Catton I. Experimental Study of Biporous Wicks for High Heat Flux Applications [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2009, 52(21): 5113–5121

[19] 莫冬传，邹冠生，丁楠，等. 平板型环路热管热质传递特性的可视化研究 [C]// 中国工程热物理学会传热传质学学术会议. 西安：2011
MO Dongchuan, ZOU Guansheng, DING Nan, et al. Visualization Investigation of Heat Transfer Characteristics of Flatten Loop Heat Pipe [C]// Heat and mass transfer Conference, Proceeding of Chinese Society of Engineering Thermophysics. Xi'an, Shannxi: 2011

[20] 胡金刚. 中国航天器热控制技术进展 [J]. 航天器工程, 2001(10): 14–29
Hu Jingang. Progress of Thermal Control Technology for Spacecraft in China [J]. Spacecraft Engineering, 2001(10): 14–29